(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号
特許第3617235号
(P3617235)
(45)発行日　平成17年2月2日(2005.2.2)　(24)登録日　平成16年11月19日(2004.11.19)

(51)Int.Cl.[7]	F I
F16H 15/38	F16H 15/38
F16C 25/06	F16C 25/06
F16H 57/02	F16H 57/02　302A

請求項の数 1　(全 12 頁)

(21)出願番号　特願平9-42310
(22)出願日　平成9年2月26日(1997.2.26)
(65)公開番号　特開平10-238606
(43)公開日　平成10年9月8日(1998.9.8)
審査請求日　平成15年2月7日(2003.2.7)

(73)特許権者　000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎１丁目６番３号
(74)代理人　100087457
弁理士　小山　武男
(74)代理人　100056833
弁理士　小山　欽造
(72)発明者　伊藤　裕之
神奈川県藤沢市鵠沼神明一丁目５番５０号
日本精工株式会社内

審査官　平瀬　知明

最終頁に続く

(54)【発明の名称】トロイダル型無段変速機

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
回転軸と、互いの内側面同士を対向させた状態でこの回転軸の周囲にそれぞれこの回転軸に対する回転自在に支持された第一、第二のディスクと、このうちの第一のディスクの外側面と上記回転軸との間に設けられ、この第一のディスクを上記第二のディスクに向け押圧しつつ上記回転軸と共に回転させる押圧装置と、上記第一、第二のディスクの中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動するトラニオンと、このトラニオンの内側面に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間に挟持されたパワーローラと、上記回転軸若しくはこの回転軸に支持された部材と固定の部分との間に設けられ、上記押圧装置の作動に基づいて上記回転軸の軸方向に加わる第一のスラスト荷重を支承する第一の転がり軸受と、上記第二のディスク若しくはこの第二のディスクに結合された部材の外側面と固定の部分との間に設けられ、上記押圧装置の作動に基づいて上記第二のディスクに、上記第一のスラスト荷重と反対方向に加わる第二のスラスト荷重を支承する第二の転がり軸受とを備えたトロイダル型無段変速機に於いて、上記第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受に隣接させて油圧シリンダを設け、上記押圧装置の作動時に、上記第一の転がり軸受を構成し上記回転軸から加わる第一のスラスト荷重の入力側に位置する第一の軌道輪を、上記第一のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧すると共に、上記第二の転がり軸受を構成し上記第二のディスクから加わる第二のスラスト荷重の入力側に位置する第二の軌道輪を、上記第二のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧する事により、上記第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受に加わるスラスト荷重を軽減し、これら

第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受の回転抵抗の低減を図る事を特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

この発明に係るトロイダル型無段変速機は、例えば自動車用の変速機として、或は各種産業機械用の変速機として、それぞれ利用する。

【０００２】

【従来の技術】

自動車用変速機として、図６～７に略示する様なトロイダル型無段変速機を使用する事が研究されている。このトロイダル型無段変速機は、例えば実開昭６２－７１４６５号公報に開示されている様に、入力軸１と同心に入力側ディスク（第一のディスク）２を支持し、この入力軸１と同心に配置された出力軸３の端部に出力側ディスク（第二のディスク）４を固定している。トロイダル型無段変速機を収めたケーシングの内側には、上記入力軸１並びに出力軸３に対して捻れの位置にある枢軸５、５を中心として揺動するトラニオン６、６を設けている。

【０００３】

これら各トラニオン６、６は、両端部外側面に上記枢軸５、５を設けている。又、これら各トラニオン６、６の中心部には変位軸７、７の基端部を支持し、上記各枢軸５、５を中心として上記各トラニオン６、６を揺動させる事により、上記各変位軸７、７の傾斜角度の調節を自在としている。上記各トラニオン６、６に支持した変位軸７、７の周囲には、それぞれパワーローラ８、８を回転自在に支持している。そして、これら各パワーローラ８、８を、上記入力側、出力側両ディスク２、４の間に挟持している。

【０００４】

これら入力側、出力側両ディスク２、４の互いに対向する内側面２ａ、４ａは、それぞれ断面が、上記枢軸５を中心とする円弧を、上記入力軸１及び出力軸３を中心に回転させて得られる凹面をなしている。そして、球状凸面に形成された各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａは、上記内側面２ａ、４ａに当接させている。

【０００５】

上記入力軸１と入力側ディスク２との間には、ローディングカム式の押圧装置９を設け、この押圧装置９によって、上記入力側ディスク２を出力側ディスク４に向け、弾性的に押圧している。この押圧装置９は、入力軸１と共に回転するカム板１０と、保持器１１により保持された複数個（例えば４個）のローラ１２、１２とから構成している。上記カム板１０の片側面（図６～７の左側面）には、円周方向に亙る凹凸面であるカム面１３を形成し、上記入力側ディスク２の外側面（図６～７の右側面）にも、同様のカム面１４を形成している。そして、上記複数個のローラ１２、１２を、上記入力軸１の中心に対して放射方向の軸を中心とする回転自在に支持している。

【０００６】

上述の様に構成されるトロイダル型無段変速機の使用時、入力軸１の回転に伴ってカム板１０が回転すると、カム面１３が複数個のローラ１２、１２を、入力側ディスク２外側面のカム面１４に押圧する。この結果、上記入力側ディスク２が、上記各パワーローラ８、８に押圧されると同時に、上記１対のカム面１３、１４と複数個のローラ１２、１２との押し付け合いに基づいて、上記入力側ディスク２が回転する。そして、この入力側ディスク２の回転が、上記各パワーローラ８、８を介して出力側ディスク４に伝わり、この出力側ディスク４に固定の出力軸３を回転させる。

【０００７】

入力軸１と出力軸３との回転速度比（変速比）を変える場合で、先ず入力軸１と出力軸３との間で減速を行なう場合には、枢軸５、５を中心として各トラニオン６、６を揺動させ、各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図６に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの中心寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの外周寄り部分とにそれぞれ当接す

る様に、各変位軸７、７を傾斜させる。
【０００８】
反対に、増速を行なう場合には、上記枢軸５、５を中心として上記各トラニオン６、６を揺動させ、各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａが図７に示す様に、入力側ディスク２の内側面２ａの外周寄り部分と出力側ディスク４の内側面４ａの中心寄り部分とに、それぞれ当接する様に、各変位軸７、７を傾斜させる。各変位軸７、７の傾斜角度を図６と図７との中間にすれば、入力軸１と出力軸３との間で、中間の変速比を得られる。
【０００９】
更に、図８～９は、実願昭６３－６９２９３号（実開平１－１７３５５２号）のマイクロフィルムに記載された、より具体化されたトロイダル型無段変速機を示している。入力側ディスク２と出力側ディスク４とは、回転軸である円管状の入力軸１５の周囲に、それぞれニードル軸受１６、１６を介して回転自在に支持している。又、カム板１０は上記入力軸１５の端部（図８の左端部）外周面にスプライン係合し、鍔部１７により、上記入力側ディスク２から離れる方向への移動を阻止している。そして、このカム板１０とローラ１２、１２とにより、上記入力軸１５の回転に基づいて上記入力側ディスク２を、出力側ディスク４に向け押圧しつつ回転させる、ローディングカム式の押圧装置９を構成している。上記出力側ディスク４には出力歯車１８を、キー１９、１９により結合し、これら出力側ディスク４と出力歯車１８とが同期して回転する様にしている。
【００１０】
１対のトラニオン６、６の両端部に設けた枢軸５、５は１対の支持板２０、２０に、揺動並びに軸方向（図８の表裏方向、図９の左右方向）に亙る変位自在に支持している。そして、上記各トラニオン６、６の中間部に形成した円孔２３、２３部分に、変位軸７、７を支持している。これら各変位軸７、７は、互いに平行で且つ偏心した支持軸部２１、２１と枢支軸部２２、２２とを、それぞれ有する。このうちの各支持軸部２１、２１を上記各円孔２３、２３の内側に、ラジアルニードル軸受２４、２４を介して、回転自在に支持している。又、上記各枢支軸部２２、２２の周囲にパワーローラ８、８を、ラジアルニードル軸受２５、２５等のラジアル転がり軸受を介して、回転自在に支持している。
【００１１】
尚、上記１対の変位軸７、７は、上記入力軸１５を中心として、１８０度反対側位置に設けている。又、これら各変位軸７、７の各枢支軸部２２、２２が各支持軸部２１、２１に対し偏心している方向は、上記入力側、出力側両ディスク２、４の回転方向に関し同方向（図９で左右逆方向）としている。又、偏心方向は、上記入力軸１５の配設方向（図８の左右方向、図９の表裏方向）に対しほぼ直交する方向としている。従って上記各パワーローラ８、８は、上記入力軸１５の配設方向に亙る若干の変位自在に支持される。この結果、構成各部品の寸法精度、或は動力伝達時の弾性変形等に起因して、上記各パワーローラ８、８が上記入力軸１５の軸方向（図８の左右方向、図９の表裏方向）に変位する傾向となった場合でも、構成各部品に無理な力を加える事なく、この変位を吸収できる。
【００１２】
又、上記各パワーローラ８、８の外側面と上記各トラニオン６、６の中間部内側面との間には、パワーローラ８、８の外側面の側から順に、スラスト玉軸受２６、２６等のスラスト転がり軸受と、次述する外輪３０、３０に加わるスラスト荷重を支承するスラストニードル軸受２７、２７等のスラスト軸受とを設けている。このうちのスラスト玉軸受２６、２６は、上記各パワーローラ８、８に加わるスラスト方向の荷重を支承しつつ、これら各パワーローラ８、８の回転を許容するものである。この様なスラスト玉軸受２６、２６はそれぞれ、複数個ずつの玉２９、２９と、これら各玉２９、２９を転動自在に保持する円環状の保持器２８、２８と、スラスト軌道輪である円環状の外輪３０、３０とから構成している。上記各スラスト玉軸受２６、２６の内輪軌道は上記各パワーローラ８、８の外側面に、外輪軌道は上記各外輪３０、３０の内側面に、それぞれ形成している。
【００１３】
又、上記各スラストニードル軸受２７、２７は、レース３１と保持器３２とニードル３３

、３３とから構成している。このうちのレース３１と保持器３２とは、回転方向に亙る若干の変位自在に組み合わせている。この様なスラストニードル軸受２７、２７は、上記レース３１、３１を上記各トラニオン６、６の内側面に当接させた状態で、この内側面と上記外輪３０、３０の外側面との間に挟持している。この様なスラストニードル軸受２７、２７は、上記各パワーローラ８、８から上記各外輪３０、３０に加わるスラスト荷重を支承しつつ、上記枢支軸部２２、２２及び上記外輪３０、３０が上記支持軸部２１、２１を中心に揺動する事を許容する。

【００１４】

又、上記各トラニオン６、６の一端部（図９の左端部）には、それぞれ駆動ロッド３４、３４を結合し、各駆動ロッド３４、３４の中間部外周面に駆動ピストン３５、３５を固設している。そして、これら各駆動ピストン３５、３５を、それぞれ駆動シリンダ３６、３６内に油密に嵌装している。

【００１５】

更に、固定の部分である、ケーシング３７内に設けた支持壁３８と前記入力軸１５との間には第一の転がり軸受３９を、上記支持壁３８と前記出力歯車１８との間には第二の転がり軸受４０を、それぞれ設けている。図示の例では、これら各転がり軸受３９、４０として、アンギュラ型玉軸受を、接触角の方向を互いに逆にし、背面組み合わせで使用している。即ち、これら各転がり軸受３９、４０を構成する外輪４１、４１を、上記支持壁３８に形成した円孔４３に内嵌すると共に、これら両外輪４１、４１の端面同士を、間座４２を介して互いに突き合わせている。

【００１６】

又、上記各転がり軸受３９、４０を構成する内輪４４、４４のうち、上記第一の転がり軸受３９を構成する内輪４４は、上記入力軸１５の外周面に軸方向に亙る変位自在に外嵌したホルダ４５に外嵌している。そして、このホルダ４５の背面（図８の右側面）と、上記入力軸１５の外周面に固定したローディングナット４６との間に皿板ばね４７を挟持している。この皿板ばね４７は、前記押圧装置９の非作動時にも、前記各ディスク２、４の内側面２ａ、４ａと前記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａとを弾性的に当接させる、予圧付与の為に設けている。更に、上記第二の転がり軸受４０を構成する内輪４４は、上記出力歯車１８の内周縁部に形成した支持円筒部４８に外嵌固定している。

【００１７】

上述の様に構成するトロイダル型無段変速機の場合には、入力軸１５の回転を押圧装置９を介して入力側ディスク２に伝える。そして、この入力側ディスク２の回転を、１対のパワーローラ８、８を介して出力側ディスク４に伝達し、更にこの出力側ディスク４の回転を、出力歯車１８より取り出す。この様にして回転力を伝達する際、上記押圧装置９の作動に基づいて上記入力軸１５が図８の左方に引かれ、上記第一の転がり軸受３９に、図８の左向きのスラスト荷重が加わる。又、上記押圧装置９の作動に基づいて出力歯車１８が、入力側ディスク２、パワーローラ８、８、出力側ディスク４を介して図８で右向きに押され、上記第二の転がり軸受４０に、図８で右向きのスラスト荷重が加わる。

【００１８】

上記入力軸１５と出力歯車１８との間の回転速度比を変える場合には、前記１対の駆動ピストン３５、３５を互いに逆方向に変位させる。これら各駆動ピストン３５、３５の変位に伴って上記１対のトラニオン６、６が、それぞれ逆方向に変位し、例えば図９の下側のパワーローラ８が同図の右側に、同図の上側のパワーローラ８が同図の左側に、それぞれ変位する。この結果、これら各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａと上記入力側ディスク２及び出力側ディスク４の内側面２ａ、４ａとの当接部に作用する、接線方向の力の向きが変化する。そして、この力の向きの変化に伴って上記各トラニオン６、６が、支持板２０、２０に枢支された枢軸５、５を中心として、図８で互いに逆方向に揺動する。この結果、前述の図６～７に示した様に、上記各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａと上記各内側面２ａ、４ａとの当接位置が変化し、上記入力軸１５と出力歯車１８との間の回転速度比が変化する。

【００１９】
尚、動力伝達時に構成各部品が弾性変形する結果、上記各パワーローラ８、８が上記入力軸１５の軸方向に変位すると、これら各パワーローラ８、８を枢支している上記各変位軸７、７が、上記各支持軸部２１、２１を中心として僅かに回動する。この回動の結果、上記各スラスト玉軸受２６、２６の外輪３０、３０の外側面と上記各トラニオン６、６の内側面とが相対変位する。これら外側面と内側面との間には、前記各スラストニードル軸受２７、２７が存在する為、この相対変位に要する力は小さい。従って、上述の様に各変位軸７、７の傾斜角度を変化させる為の力が小さくて済む。
【００２０】
【発明が解決しようとする課題】
上述の様に構成され作用する従来のトロイダル型無段変速機の場合には、大きなトルクを伝達する際に、第一、第二の転がり軸受３９、４０を回転させる為に要するトルク（抵抗）が増大し、これら第一、第二の転がり軸受３９、４０部分での損失が増大して、トロイダル型無段変速機全体としての伝達効率が必ずしも十分に良くない。即ち、転がり軸受を回転させる為に要するトルクは、当該転がり軸受に加わる荷重が大きくなる程増大する。従来のトロイダル型無段変速機の場合には、上記第一、第二の転がり軸受３９、４０に、伝達すべきトルクに応じた荷重がそのまま加わる為、これら両転がり軸受３９、４０を回転させる為に要するトルクが増大して、上述の様に伝達効率を悪化させる。
本発明のトロイダル型無段変速機は、上述の様な不都合を解消すべく発明したものである。
【００２１】
【課題を解決する為の手段】
本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型無段変速機と同様に、回転軸と、第一、第二のディスクと、押圧装置と、トラニオンと、パワーローラと、第一の転がり軸受と、第二の転がり軸受とを備える。上記第一、第二のディスクは、互いの内側面同士を対向させた状態で上記回転軸の周囲に、それぞれこの回転軸に対する回転自在に支持されている。又、上記押圧装置は、上記第一のディスクの外側面と上記回転軸との間に設けられ、この第一のディスクを上記第二のディスクに向け押圧しつつ上記回転軸と共に回転させる。又、上記トラニオンは、上記第一、第二のディスク同士の中心軸に対し捻れの位置にある枢軸を中心として揺動する。又、上記パワーローラは、上記トラニオンの内側面に回転自在に支持された状態で、上記第一、第二の両ディスク同士の間に挟持されている。又、上記第一の転がり軸受は、上記回転軸若しくはこの回転軸に支持された部材と固定の部分との間に設けられ、上記押圧装置の作動に基づいて上記回転軸の軸方向に加わる第一のスラスト荷重を支承する。更に、上記第二の転がり軸受は、上記第二のディスク若しくはこの第二のディスクに結合された部材の外側面と固定の部分との間に設けられ、上記押圧装置の作動に基づいて上記第二のディスクに、上記第一のスラスト荷重と反対方向に加わる第二のスラスト荷重を支承する。
【００２２】
特に、本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受に隣接させて油圧シリンダを設けている。そして、上記押圧装置の作動時に、上記第一の転がり軸受を構成し上記回転軸から加わる第一のスラスト荷重の入力側に位置する第一の軌道輪を、上記第一のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧すると共に、上記第二の転がり軸受を構成し上記第二のディスクから加わる第二のスラスト荷重の入力側に位置する第二の軌道輪を、上記第二のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧する。この様に、第一、第二の軌道輪を各軌道輪に作用するスラスト荷重の方向と逆方向に押圧する事により、上記第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受に加わるスラスト荷重を軽減し、これら第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受の回転抵抗の低減を図る。
【００２３】
【作用】
上述の様に構成される本発明のトロイダル型無段変速機は、前述した従来のトロイダル型

無段変速機と同様の作用に基づき、第一のディスクと第二のディスクとの間で回転力の伝達を行ない、更にトラニオンの傾斜角度を変える事により、これら両ディスク同士の間の回転速度比を変える。

【００２４】

特に、本発明のトロイダル型無段変速機の場合には、第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受に隣接させて設けた油圧シリンダにより、これら第一の転がり軸受及び第二の転がり軸受の回転抵抗の低減を図る為、トロイダル型無段変速機の伝達効率の向上を図れる。

【００２５】

【発明の実施の形態】

図１～２は、本発明の実施の形態の第１例を示している。尚、本発明の特徴は、第一、第二の転がり軸受３９、４０の回転抵抗の低減を図り、トロイダル型無段変速機の伝達効率の向上を図る点にある。その他の部分の構造及び作用は、前述した従来構造と同様であるから、同等部分に関する説明は省略若しくは簡略にし、以下、本発明の特徴部分を中心に説明する。又、図示の例では、押圧装置９の非作動時にも、入力側、出力側各ディスク２、４の内側面２ａ、４ａと各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａとを当接させる、予圧付与の為の皿板ばね４７を、上記押圧装置９を構成するカム板１０の背面側（図１の左面側）に設けている。即ち、回転軸である入力軸１５の一端部（図１の左端部）で上記カム板１０の背面から突出した部分にローディングナット４６を固定し、このローディングナット４６の前面（図１の右面）と上記カム板１０の背面との間に、上記皿板ばね４７を設けている。但し、この様な皿板ばね４７の設置位置は、本発明の要旨とは関係ない。

【００２６】

本発明のトロイダル型無段変速機に於いては、上記第一の転がり軸受３９及び第二の転がり軸受４０に隣接させて、第一、第二の油圧シリンダ４９、５０を設けている。即ち、ケーシング３７（図９参照）内の支持壁３８に形成した円孔４３ａの軸方向中間部に、厚肉円環状のシリンダブロック５１を嵌合固定している。尚、上記ケーシング３７及び支持壁３８は二つ割れ構造としている為、図示の様に、上記シリンダブロック５１の外周縁部を上記円孔４３ａの中間部内周面に形成した凹部に嵌合させる事は、特に問題なく行なえる。上記シリンダブロック５１の軸方向両端面内径寄り部分には、それぞれが断面円輪状である、第一のシリンダ孔５２と第二のシリンダ孔５３とを形成している。そして、このうちの第一シリンダ孔５２内に第一ピストン５４を、第二シリンダ孔５３内に第二ピストン５５を、それぞれ油密に嵌装する事により、それぞれ上記第一、第二の油圧シリンダ４９、５０を構成している。上記第一、第二各ピストン５４、５５は、上記第一、第二の各転がり軸受３９、４０を構成する内輪４４、４４に、それぞれ対向させている。そして、上記第一、第二各シリンダ孔５２、５３内への圧油供給に基づいてこれら各シリンダ孔５２、５３から上記第一、第二ピストン５４、５５を押し出す事により、それぞれスラストころ軸受５６、５６を介して、それぞれが第一の軌道輪又は第二の軌道輪である、上記各内輪４４、４４を、上記シリンダブロック５１から離れる方向に押圧自在としている。

【００２７】

上記第一、第二各シリンダ孔５２、５３内に圧油を給排自在とすべく、上記支持壁３８及び上記シリンダブロック５１の内側には油給排路を設けている。即ち、上記シリンダブロック５１の外周面には全周に亙って凹溝５７を形成し、この凹溝５７と、上記支持壁３８内に設け、上記円孔４３ａの内周面に一端を開口した第一給排孔５８とを連通させている。そして、上記シリンダブロック５１内に設け、一端を上記凹溝５７の底部に開口させた第二給排孔５９の他端を、上記第一、第二各シリンダ孔５２、５３の底部に開口させている。上記第一給排孔５８の他端は、図示しない圧油源に通じさせている。この圧油源としては、トロイダル型無段変速機の運転状況（負荷、変速比等）に応じて変化する油圧を供給できるものが、好ましく利用できる。例えば、入力側、出力側両ディスク２、４の内側面２ａ、４ａと各パワーローラ８、８の周面８ａ、８ａとの間のトラクション力に応じて上昇する高圧側の油圧、或は高圧側の油圧と低圧側の油圧との差圧、或は調圧弁やレギュレータ弁で調整したライン圧を利用できる。

【００２８】
上述の様な第一、第二各シリンダ孔５２、５３内に嵌装した第一、第二各ピストン５４、５５は、トロイダル型無段変速機を介して回転力を伝達する際に、前記第一、第二の各転がり軸受３９、４０を構成する内輪４４、４４を、互いに離れる方向に押圧する。即ち、トロイダル型無段変速機の運転時には、前記押圧装置９の作動に基づき、前記入力軸１５が図１～２で左方に引っ張られる。そして、前記第一の転がり軸受３９を構成し、上記入力軸１５から加わる第一のスラスト荷重の入力側に位置する第一の軌道輪である内輪４４に、図１～２で左向きの第一のスラスト荷重が加わる。又、出力歯車１８は上記押圧装置９の作動に基づき、第二のディスクである出力側ディスク４により図１～２で右方に押され、前記第二の転がり軸受４０を構成し、第二のスラスト荷重の入力側に位置する第二の軌道輪である内輪４４に、図１～２で右向きの第二のスラスト荷重が加わる。

【００２９】
上述の様にトロイダル型無段変速機の運転時には、上記押圧装置９の作動に基づいて上記１対の内輪４４、４４に、これら両内輪４４、４４同士を互いに近づけ合う方向の、第一、第二のスラスト荷重が加わる。これに対して、前記第一、第二の両油圧シリンダ４９、５０を構成する第一、第二のシリンダ孔５２、５３内への圧油供給に基づいて、前記第一、第二両ピストン５４、５５が、上記両内輪４４、４４同士を互いに離隔させる方向に押圧する。即ち、上記第一ピストン５４が第一の転がり軸受３９を構成する内輪４４を、第一のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧すると共に、上記第二の転がり軸受４０を構成する内輪４４を、上記第二のスラスト荷重の作用方向と逆方向に押圧する。この様に、スラスト荷重の入力側に位置する１対の内輪４４、４４を、各内輪４４、４４に作用するスラスト荷重の方向と逆方向に押圧する為、上記第一の転がり軸受３９及び第二の転がり軸受４０に加わるスラスト荷重を軽減し、これら第一の転がり軸受３９及び第二の転がり軸受４０の回転抵抗の低減を図れる。尚、上記第一、第二両ピストン５４、５５が上記各内輪４４、４４を押圧する力は、上記第一、第二各スラスト荷重よりも小さくする。従って、上記第一の転がり軸受３９及び第二の転がり軸受４０の予圧が喪失し、これら各転がり軸受３９、４０ががたつく事はない。

【００３０】
次に、図３は、本発明の実施の形態の第２例を示している。本例の場合には、第一、第二の各転がり軸受３９、４０を構成する、第一の軌道輪又は第二の軌道輪である内輪４４ａ、４４ａと、第一、第二の各油圧シリンダ４９、５０を構成する第一、第二のピストン５４ａ、５５ａとを一体にしている。従って本例の場合には、トロイダル型無段変速機の運転時に、上記第一、第二の各ピストン５４ａ、５５ａが、第一、第二の各シリンダ孔５２、５３内で回転する。そこで、本例の場合には、上記第一、第二の各ピストン５４ａ、５５ａと第一、第二の各シリンダ孔５２、５３との間の油密保持を図る為のシールリングとして、滑り易いものを使用する。その他の構成及び作用は、上述した第１例の場合と同様である。

【００３１】
次に、図４は、本発明の実施の形態の第３例を示している。本例の場合には、第一の転がり軸受３９を構成し、入力軸１５から加わる第一のスラスト荷重の入力側に位置する第一の軌道輪を、外輪４１としている。又、第二の転がり軸受４０を構成し、第二のディスクである出力側ディスク４（図１参照）から出力歯車１８を介して加わる第二のスラスト荷重の入力側に位置する第二の軌道輪を、やはり外輪４１としている。この為に、上記入力軸１５の中間部外周面に、比較的大径のホルダ部６０を固設し、このホルダ部６０に、上記第一の転がり軸受３９を構成する外輪４１を内嵌固定している。又、出力歯車１８の片側面（図４の右側面）外周縁寄り部分に保持筒６１を形成し、この保持筒６１に、上記第二の転がり軸受４０を構成する外輪４１を内嵌固定している。第一、第二のスラスト荷重を支承する第一、第二の軌道輪が内輪４４、４４から外輪４１、４１に変わった以外の構成及び作用は、前述した第１例の場合と同様である。

【００３２】

次に、図５は、本発明の実施の形態の第４例を示している。本例の場合には、第一、第二の各転がり軸受３９、４０を構成する、第一の軌道輪又は第二の軌道輪である外輪４１ａ、４１ａと、第一、第二の各油圧シリンダ４９、５０を構成する第一、第二のピストン５４ａ、５５ａとを一体にしている。第一、第二のスラスト荷重を支承する第一、第二の軌道輪が内輪４４、４４から外輪４１ａ、４１ａに変わった以外の構成及び作用は、前述した第２例の場合と同様である。

【００３３】

【発明の効果】

本発明は、以上に述べた通り構成され作用する為、伝達効率を高めて、例えばトロイダル型無段変速機を組み込んだ自動車の走行性能、燃費性能を向上できる。又、転がり軸受の疲れ寿命を向上させて、耐久性を向上させる事もできる。

【図面の簡単な説明】

【図１】本発明の実施の形態の第１例を示す部分断面図。

【図２】図１のＡ部拡大図。

【図３】本発明の実施の形態の第２例を示す、図２と同様の図。

【図４】同第３例を示す、図２と同様の図。

【図５】同第４例を示す、図２と同様の図。

【図６】従来から知られたトロイダル型無段変速機の基本的構成を、最大減速時の状態で示す側面図。

【図７】同じく最大増速時の状態で示す側面図。

【図８】従来の具体的構造の１例を示す断面図。

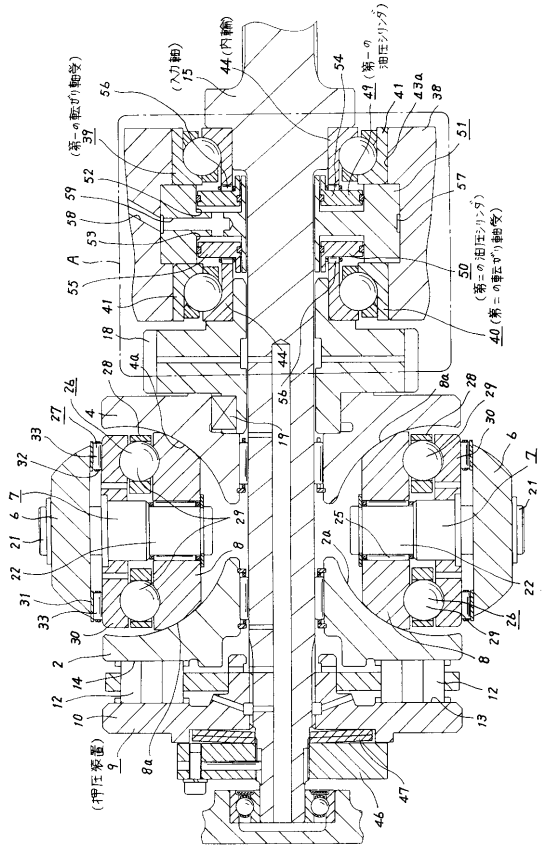
【図９】図８のＢ－Ｂ断面図。

【符号の説明】

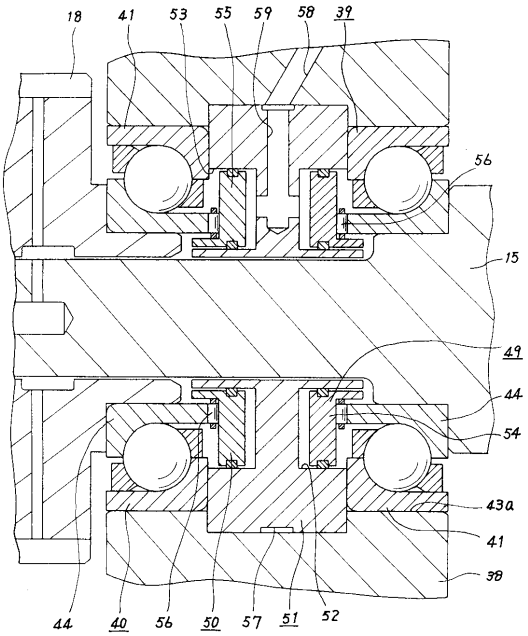
１　入力軸
２　入力側ディスク（第一のディスク）
２ａ　内側面
３　出力軸
４　出力側ディスク（第二のディスク）
４ａ　内側面
５　枢軸
６　トラニオン
７　変位軸
８　パワーローラ
８ａ　周面
９　押圧装置
１０　カム板
１１　保持器
１２　ローラ
１３、１４　カム面
１５　入力軸
１６　ニードル軸受
１７　鍔部
１８　出力歯車
１９　キー
２０　支持板
２１　支持軸部
２２　枢支軸部
２３　円孔
２４、２５　ラジアルニードル軸受
２６　スラスト玉軸受

２７　スラストニードル軸受
２８　保持器
２９　玉
３０　外輪
３１　レース
３２　保持器
３３　ニードル
３４　駆動ロッド
３５　駆動ピストン
３６　駆動シリンダ
３７　ケーシング
３８　支持壁
３９　第一の転がり軸受
４０　第二の転がり軸受
４１、４１ａ　外輪
４２　間座
４３、４３ａ　円孔
４４　４４ａ　内輪
４５　ホルダ
４６　ローディングナット
４７　皿板ばね
４８　支持円筒部
４９　第一の油圧シリンダ
５０　第二の油圧シリンダ
５１　シリンダブロック
５２　第一のシリンダ孔
５３　第二のシリンダ孔
５４、５４ａ　第一ピストン
５５、５５ａ　第二のピストン
５６　スラストころ軸受
５７　凹溝
５８　第一給排孔
５９　第二給排孔
６０　ホルダ部
６１　保持筒

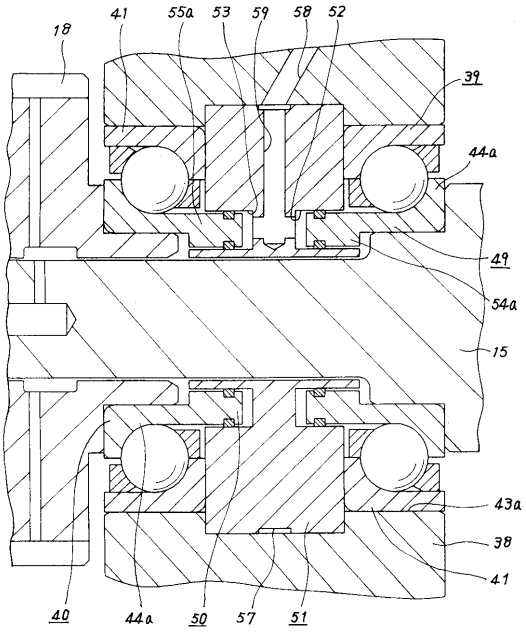
【図１】



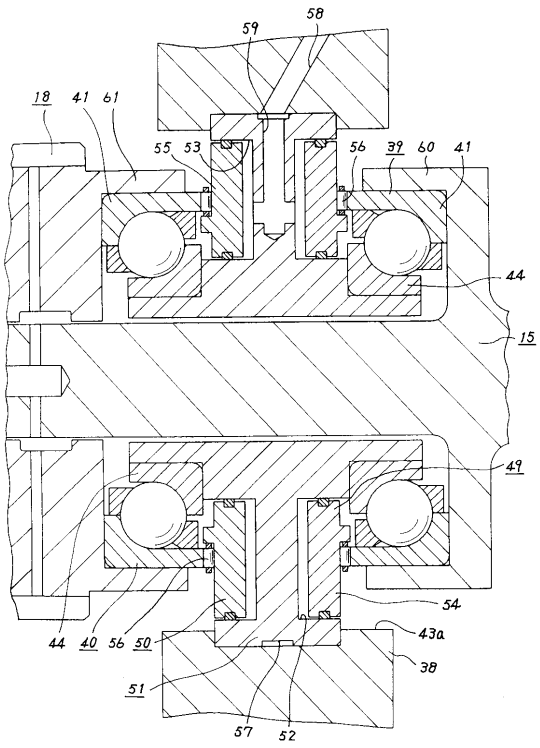
【図２】



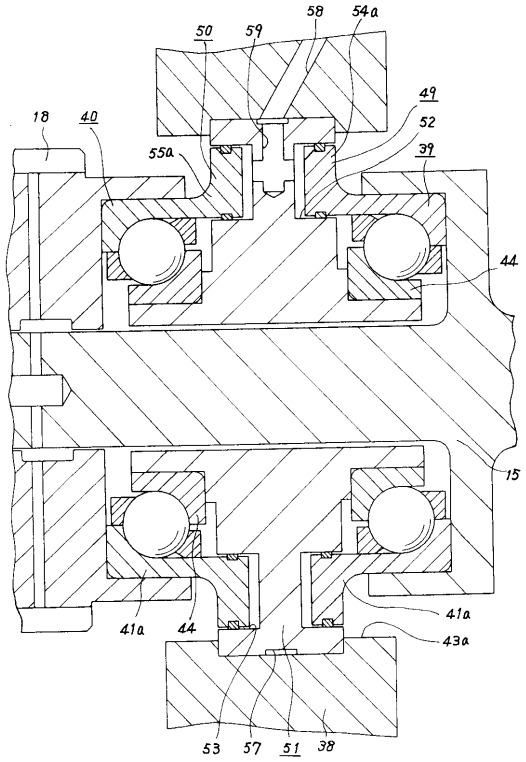
【図３】



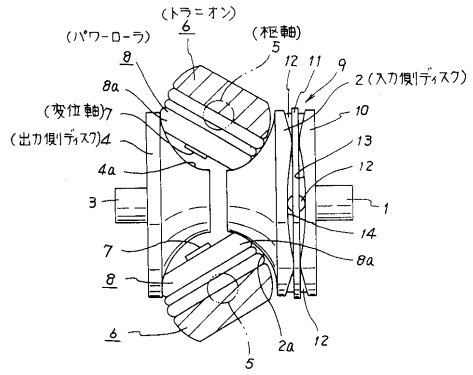
【図４】



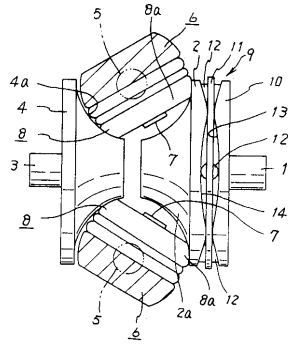
【図５】


50
59
58
54a
49
52
39
18
40
55a
44
15
41a
44
41a
43a
53
57
51
38

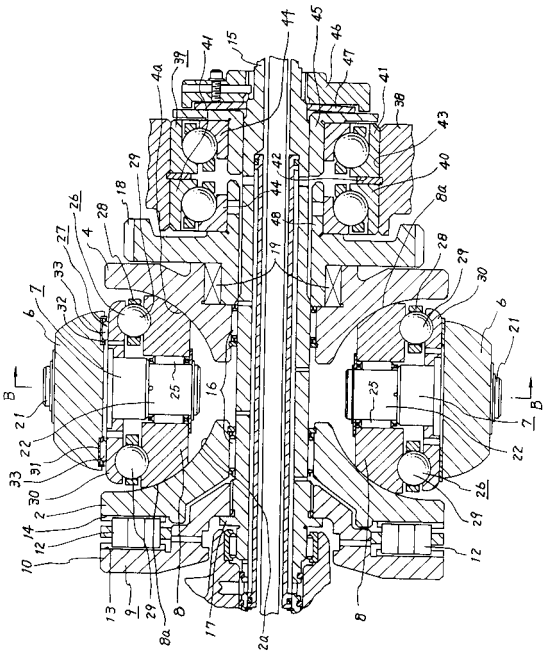
【図６】


(トラニオン)
6
(パワーローラ)
(枢軸)
5
8
12
11
9
2(入力側ディスク)
8a
(変位軸)7
10
(出力側ディスク)4
13
4a
12
3
1
14
7
8a
8
6
2a
12
5

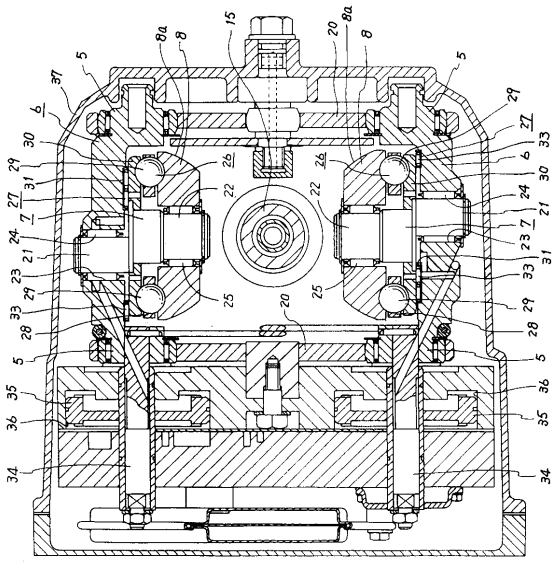
【図７】


5
8a
6
2
12
11
9
4a
10
4
13
8
12
3
7
1
8
14
7
5
2a
8a
12
6

【図８】



【図９】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平０８－１０９９５２（ＪＰ，Ａ）
特開昭５４－１１６５３５（ＪＰ，Ａ）
実公昭５０－２５７３７（ＪＰ，Ｙ１）

(58)調査した分野(Int.Cl.[7]，ＤＢ名)
F16H 15/38,
F16H 57/00 - 57/12,
F16C 21/00 - 27/08,
F16C 39/00